

7.3. Определяют дополнительный объём пневматической стойки последовательно для трех выбранных типов дороги.

Полученные данные сводят в таблицу, которая показывает изменение внутреннего объёма пневматической рессоры передней и задней осей в зависимости от типа дороги и загрузки автомобиля при учёте норм плавности хода.

Из анализа табличных данных делают вывод, в каком диапазоне необходимо изменение внутреннего объёма рессоры, что реализуется конструктивно, для достижения оптимальных показателей плавности хода. Минимальный объём, который возможно реализовать конструктивно, – это внутренний объём стойки с пневморессорой. Данный объём будет использован для

передней и задней стоек при движении по асфальту. Ранее, рассчитывая максимальную скорость движения по асфальту, ограниченную по нормам плавности хода, задавали максимальную жесткость. Это объясняется тем, что при расчёте плавности хода не было получено каких-либо ограничений по скорости, и поэтому, принимая во внимание тот факт, что управляемость на больших скоростях тем лучше, чем выше жесткость подвески, задавали максимальную жесткость. Ограничивая внутренний объём пневморессоры определенным значением, уменьшают жесткость пневмобаллона, не ограничивая при этом максимальную скорость движения по асфальту независимо от загрузки автомобиля. Значения жесткостей пневмобаллонов с учётом введен-

ного ограничения представляют в табличной форме.

Для бульжной дороги реализовать изменение внутреннего объёма возможно, не прибегая к каким-либо дополнительным ограничениям. При этом максимальная скорость ограничена по нормам плавности хода.

Для гравия, не изменяя норм плавности хода, необходимо уменьшать максимальную скорость движения. Это объясняется тем, что при уменьшении полученного значения объёма пневморессоры жесткость увеличивается. Что, в свою очередь, ведёт к уменьшению максимальной скорости по гравию, не нарушая нормы плавности хода. Значения жесткостей пневмобаллонов с учётом введенного ограничения представляют в табличной форме. Отмечают при этом максимальную скорость.

### Заключение

1. Предлагаемая методика расчёта управляемой пневматической подвески позволяет на основании расчётной оценки плавности хода определять необходимый диапазон жёсткости при движении автомобиля в различных условиях эксплуатации, на различных типах дорожного покрытия и при различной загрузке при допустимом уровне среднеквадратического ускорения на сиденье водителя.

2. Для реализации методики разработан алгоритм расчёта плавности хода и составлена программа расчёта среднеквадратических ускорений на сиденье водителя с использованием математической системы *Mathcad*.

3. Принцип выбора диапазона жёсткости подвески для управляемой пневматической подвески проиллюстрирован на примере легкового автомобиля малого класса II группы.

4. Предложен метод определения размеров пневматической рессоры и дополнительного резервуара для управления изменением жесткости пневматической подвески.

УДК 629.014.5

Е.Е. Баженов, И.В. Чупров

Уральский государственный лесотехнический университет,

г. Екатеринбург

## РАЦИОНАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПОТОКОВ МЕЖДУ ДВИЖИТЕЛЯМИ СОЧЛЕНЁННОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ. СТОХАСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРОХОДИМОСТИ

В качестве критерия оценки опорно-сцепной возможности движения транспортного средства в конкретных дорожных условиях используется неравенство

$$P_{\psi} \leq P_{\kappa} \leq P_{\varphi} \quad (1)$$

где  $P_{\psi}$  – суммарная сила сопротивления движению АСТС;

$P_{\varphi}$  – суммарная сила сцепления колес АСТС с опорной поверхностью;

$P_{\kappa}$  – сумма элементарных касательных реакций в зоне контакта

ведущих колес с опорной поверхностью.

Несоблюдение (1) ведет к потере проходимости или из-за низких сцепных возможностей движителя с опорной поверхностью, или из-за недостатка тяговых возможностей транспортного средства. При предварительном тяговом расчете считается, что если величина тяговой силы лежит в интервале, ограниченном, с одной стороны, максимальной силой сопротивления движению, а с другой стороны, силой

сцепления движителя с опорной поверхностью, то в данных дорожных условиях транспортному средству обеспечивается проходимость. Эти соображения положены в основу детерминированного подхода к выбору величины крутящего момента, подводимого к движителю П, изложенного автором в [1].

Такой подход не учитывает стохастический характер изменения коэффициентов  $\psi$  и  $\varphi$ .

В [2, 3, 4] показано, что коэффициент суммарного сопротивления

движению и коэффициент сцепления движителя с грунтом носят не детерминированный, а стохастический характер. На основании обработки статистического материала получены законы распределения случайных значений коэффициентов суммарного сопротивления и сцепления:

–  $\psi$  подчиняется нормальному закону распределения;

–  $\varphi$  подчиняется двупараметрическому закону распределения Вейбулла при отрицательном коэффициенте асимметрии и параметре формы больше четырёх или усеченному нормальному распределению. Таким образом, возможна ситуация, когда в силу существования разброса случайных значений коэффициентов сцепления и сопротивления значение силы тяги движителей будет находиться вне диапазона, определяемого неравенством (1).

Функция плотности распределения для коэффициента  $\psi$ :

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_{\psi} \sqrt{2\pi}} \exp \left( -\frac{(\psi - m_{\psi})^2}{2\sigma_{\psi}^2} \right),$$

где  $\psi$  – случайное (вероятное) значение коэффициента сопротивления движению;

$m_{\psi}$  – математическое ожидание величины  $\psi$ ;

$\sigma_{\psi}$  – среднее квадратическое отклонение коэффициента  $\psi$ .

$$m_{\psi} = \sum_{i=1}^n m_{\psi i} p_i,$$

$$\sigma_{\psi}^2 = D_{\psi} = \sum_{i=1}^n (m_{\psi} - m_{\psi i})^2 p_i,$$

где  $m_{\psi i}$  – математическое ожидание величины  $\psi$  для  $i$ -х дорожных условий;

$p_i$  – вероятность  $i$ -х дорожных условий.

Эти величины получают при обработке значительных массивов экспериментальной информации. Для конкретного  $i$ -го вида дорожных условий (при непрерывной записи сопротивления качению) определяется

$$m_{\psi i} = \frac{1}{L} \int_0^L \psi(x) dx,$$

где  $L$  – протяжённость участка записи значений  $\psi$ ;

$x$  – текущее значение протяжённости участка.

При дискретной записи величины коэффициента суммарного сопротивления движению  $\psi$

$$m_{\psi i} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \psi_{ij},$$

где  $\psi_{ij}$  –  $j$ -е значение величины  $\psi_i$ , измеренной на одном из типичных  $k$  участков.

Для оценки надёжности АТС при испытании обычно принимают следующие значения пробегов в различных дорожных условиях (для полноприводных автомобилей в %):

– усовершенствованные дороги – 20;

– булыжные, гравийные, щебёночные – 30;

– грунтовые в удовлетворительном состоянии – 30;

– разбитые грунтовые – 10;

– грунтовые в распутицу, бездорожье – 10.

Соответственно [2]:

$$P_1 = 0,2; P_2 = 0,3; P_3 = 0,3;$$

$$P_4 = 0,1; P_5 = 0,1.$$

Вместо функции плотности распределения  $f(\psi)$  на практике используют функцию вероятности распределения  $F(\psi)$ , которая определяет вероятность появления на участке дороги определённого сопротивления движению.

Для какого-либо интервала значений  $\psi_1$  и  $\psi_2$

$$P\{\psi_1 < \psi < \psi_2\} = \int_{\psi_1}^{\psi_2} f(\psi) d\psi =$$

$$= \frac{1}{\sigma_{\psi} \sqrt{2\pi}} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \exp \left( -\frac{(\psi - m_{\psi})^2}{2\sigma_{\psi}^2} \right) d\psi. \quad (2)$$

Вид этой функции точно такой же, как и для  $f(\psi)$ , только она даётся в долях (или процентах) текущего значения коэффициента  $\psi$  от общей вероятности всех значений  $\psi$ , которая равна единице (или 100 %). Из графика этой функции определяются параметры распределения и относительные различные значения коэффициента  $\psi$ .

Выполняется правило трех сигм:

$$m_{\psi} = \pm \sigma_{\psi} \rightarrow 68,26 \%;$$

$$m_{\psi} = \pm 2\sigma_{\psi} \rightarrow 95,45 \%;$$

$$m_{\psi} = \pm 3\sigma_{\psi} \rightarrow 99,73 \%.$$

Значения математического ожидания и среднего квадратического отклонения коэффициента суммар-

ного сопротивления движению для различных дорожных условий приведены в таблице.

Изменения коэффициента  $\varphi$  более широки, чем  $\psi$  (рис. 1), и не подчиняются нормальному распределению (так как существует воздействие климатических факторов и осадков). Коэффициент  $\varphi$ , как указывалось ранее, подчиняется двупараметрическому распределению Вейбулла при отрицательном коэффициенте асимметрии или значениях параметра формы больше 4:

$$f(\varphi) = \frac{m}{t_0} t^{m-1} \exp^{-\frac{t^m}{t_0^m}},$$

где  $m > 0$  – параметр формы;

$t_0 > 0$  – параметр масштаба.

Условие движения можно записать иначе:

$$\psi < D < \varphi. \quad (3)$$

Таким образом, в силу существования разброса случайных величин  $\psi$  и  $\varphi$  значение  $D$  (или  $P_u$ ) будет находиться в пределах диапазона, определяемого этим неравенством.

На рис. 2 представлены плотности распределения случайных значений коэффициентов сцепления и суммарного сопротивления движению. Площадь  $adb$  характеризует вероятность потери проходимости в случае попадания случайных значений коэффициента  $\psi$  в интервал  $cb$ , а коэффициента  $\varphi$  – в интервал  $ac$ . При этом детерминированный расчёт даёт 100%-ное выполнение неравенства (1), а фактически происходит потеря проходимости по сцеплению или сопротивлению ( $\approx 20$  % случаев).

Такой подход к оценке вероятности потери проходимости применяется для определения величины крутящего момента, который необходимо реализовать на колесах первой и второй секций, и позволяет максимально использовать тягово-сцепные возможности сочлененного транспортного средства.

Для реализации методики была создана программа KALA на языке Python. Алгоритм программы позволяет в заданном диапазоне реализовать случайные значения коэффициентов сцепления и сопротивления, распределённые по соответствующим законам.

щему закону. Среднеквадратическое отклонение при этом принимается из результатов экспериментальных данных. По полученным значениям коэффициентов рассчитываются силы тяги по сцеплению и сопротивлению движения для конкретной машины. С полученными значениями сил тяги сравнивается фактическое значение суммарной продольной силы для данного транспортного средства. Два счетчика суммируют случаи несоблюдения правой и левой частей неравенства (1).

В качестве продольной силы тяги на двигателе второй секции АСТС принимается часть максимально возможной, реализуемой на каждой передаче в коробке перемены передач с учетом потерь в трансмиссии.

Число реализаций при расчете задается в диалоговом режиме.

Далее рассчитывается вероятность того, что реализуемые продольные силы на двигателе будут больше силы сцепления или меньше силы суммарного сопротивления.

Например, при 1 000 реализаций (т.е. 1 000 раз генерируются значения коэффициентов сцепления и

суммарного сопротивления движению) вероятность потери проходимости на первой передаче для автомобиля КраЗ-260 на обледенелой дороге с отбором 25 % суммарного крутящего момента двигателя на активный прицеп составит 19,5 %. Детерминированный расчет при тех же начальных условиях показывает соблюдение неравенства (3), т.е. должно обеспечиваться движение. Время работы программы при 1 000 реализаций – 4,5 с.

На рис. 3–5 представлена графическая зависимость вероятности потери проходимости второй секции АСТС от величины продольной силы на двигателе второй секции в процентах от продольной силы на двигателе первой секции.

На графиках очевидны экстремальные участки, соответствующие минимальной вероятности потери проходимости. Левая ветвь кривых соответствует потере проходимости по сопротивлению (невыполнение правой части неравенства (1), т.е. продольная сила меньше суммарной силы сопротивления движению). Правая ветвь – потеря проходимости по сцеплению (правая часть неравенства (1)).

Таким образом, при создании АСТС необходимо учитывать наиболее специфические условия, в которых планируется использование транспортной системы, и вводить

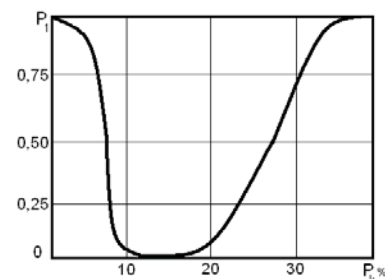


Рис. 3. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на двигателе второй секции АСТС (при обособленном движении). Дорога обледенелая:  $\varphi = (0,05–0,15)$ ;  $\psi = (0,025–0,05)$

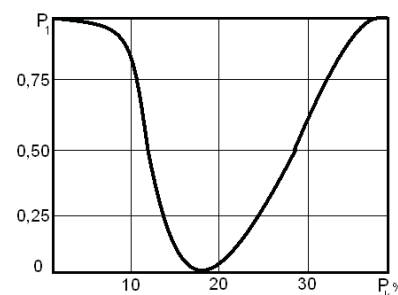


Рис. 4. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы тяги на двигателе второй секции (при отсутствии продольной силы на двигателе первой секции). Дорога обледенелая:  $\varphi = (0,05–0,15)$ ;  $\psi = (0,025–0,05)$

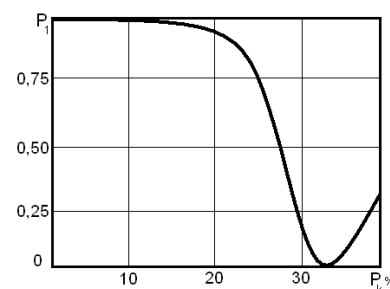


Рис. 5. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на колесах второй секции (при отсутствии продольной силы на двигателе первой секции). Дорога грунтовая в распутицу:  $\varphi = (0,25–0,35)$ ;  $\psi = (0,15–0,25)$

Характеристики плотности распределения коэффициента суммарного сопротивления движению

Дорожные условия	$m\psi$	$\sigma\psi$
С твердым покрытием	0.022	0.012
Булыжные, гравийные, щебёночные	0.032	0.018
Грунтовая в удовлетворительном состоянии	0.045	0.022
Разбитая грунтовая	0.08	0.030
Бездорожье	0.16	0.045

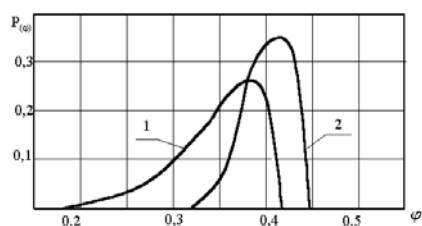


Рис. 1. Плотность распределения значений коэффициента сцепления для различных грунтовых условий: 1 – грунтовая дорога удовлетворительного состояния; 2 – грунтовая дорога в распутицу

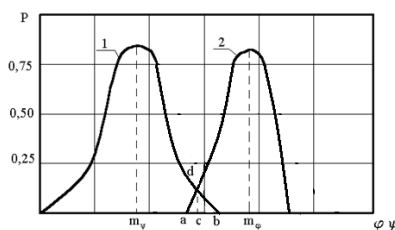


Рис. 2. Плотности распределения значений коэффициентов суммарного сопротивления движению (1) и сцепления (2)

полученное в результате имитационного моделирования соотношение в привод движителя второй секции. Если АСТС предназначена для экс-

плуатации в различных дорожных условиях, конструкция привода должна включать устройства, контролирующие состояние дорожного

покрытия и автоматически вводящие регулирование величины отбираемого на движитель второй секции крутящего момента.

### Библиографический список

1. Баженов Е.Е., Голомидов С.И., Юшков А.И. Определение мощности привода активной оси прицепов // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: межвуз. сб. науч. тр. Свердловск, 1985. С. 72–75.
2. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 312 с.
3. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. / под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 488 с.
4. Баженов Е.Е. Обоснование эксплуатационных показателей автопоезда с активным прицепом: дис. ... канд. техн. наук / Е.Е. Баженов. Свердловск: УЛТИ, 1990. 230 с.
5. Баженов Е.Е. Разработка научных методов прогнозирования эксплуатационных свойств сочленённых наземных транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра техн. наук / Е.Е. Баженов. Екатеринбург, 2011. 311 с.

УДК 629.113

*Р.Р. Басыров, Э.Ф. Шайхуллин*

*Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,  
г. Набережные Челны*

## ТЕХНОЛОГИИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМОБИЛЯ

На сегодняшний день в процессе проектирования новой продукции все чаще применяются системы виртуального моделирования автомобилей. Применение этих систем диктует жесткая конкуренция на рынке и, как результат, требование по сокращению времени проектирования. Также без систем трехмерного твердотельного моделирования невозможно представить современное высокоточное производство, позволяющее добиться высокого качества продукции.

Эти системы по целевому назначению разделяются:

- на CAD – средства автоматизированного проектирования;
- CAE – средства автоматизации инженерных расчетов;
- CAM – средства технологической подготовки производства изделий.
- CAPP – средства автоматизации планирования технологических процессов, применяемые на стыке систем CAD и CAM.

CAD-системы используются для создания трехмерных моделей проектируемых изделий. Также при помощи этих инструментов создаются чертежи деталей для производства.

CAE-системы обычно применяются параллельно с процессом создания трехмерных моделей. В процессе расчетов используются программные оболочки, позволяющие производить инженерные расчеты различной направленности, расчеты на прочность, долговечность и многие другие. Также следует отметить, что на сегодняшний день все большее распространение имеют программные продукты, рассчитанные на создание в их среде виртуального автомобиля с целью расчета конечных потребительских свойств автомобиля в целом. Среди крупных продуктов можно выделить системы Applus IDIADA (Испания), LMS Amesim (Франция), MVC и др. Все эти системы рассчитаны на поэтапное создание внутри них виртуального автомобиля со всеми системами и узлами. Но существуют коренные отличия между системами. Если рассматривать систему MVC, то она позволяет производить расчеты, направленные только лишь на тягово-динамические и топливно-экономические характеристики.

Другие системы позволяют проводить более углубленные расчеты процессов, происходящих внутри автомобиля (расчет потока воздуха

в кабине, потока воздуха через радиатор, расчет упругих характеристик подвески, определение характеристик управляемости автомобиля на этапе проектирования и многое другое). Всё это говорит о том, что системы с таким инструментарием позволяют уменьшить время определения необходимых параметров узлов и агрегатов для достижения наиболее оптимальных конечных характеристик продукта. Как следствие, это дает ощутимое уменьшение времени проектирования и снижает финансовые затраты предприятия. Следует отметить, что такие программные продукты позволяют также проводить виртуальные дорожные испытания как автомобиля в целом, так и имитировать стендовые испытания его узлов и агрегатов. Согласно исследованиям фирм-разработчиков при достаточном уровне проработки виртуальной модели значения результатов после виртуальных испытаний и реальных дорожных испытаний разнятся не более чем на 5–10 %. Вследствие этого можно с уверенностью сказать, что использование данных расчетов позволит отказаться от некоторых реальных дорожных испытаний, но не полностью, так как проверку